

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-177434

(43)Date of publication of application : 09.07.1996

(51)Int.Cl.

F01L 13/00

F01L 1/34

(21)Application number : 06-317407

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 21.12.1994

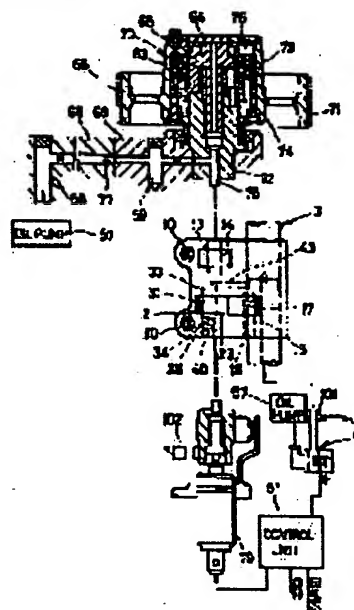
(72)Inventor : TAKEMURA SHINICHI
NAKAMURA MAKOTO

(54) VARIABLE VALVE SYSTEM DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent interference of a suction valve with a piston and an exhaust valve at the time when a valve lift adjusting mechanism or a valve timing adjusting mechanism fails.

CONSTITUTION: A valve lift adjusting mechanism 40 switches a cam to drive a suction valve by connection or disconnection of a main locker arm and a sub locker arm to or from each other over to a cam for low speed and a cam for high speed in accordance with a driving condition. A valve timing adjusting mechanism 70 relatively rotates a cam pulley 71 and a camshaft 72 synchronizing with a crankshaft and delays and advances opening and closing time of the suction valve. These switchover is carried out by hydraulic pressure through hydraulic pressure changeover valves 45, 79. A hydraulic pressure sensor 101 and a cam phase detection sensor 102 are provided to detect failure of each of the adjusting mechanisms 40, 70, and at the time of detecting failure, the valve lift adjusting mechanism 40 is controlled to the side of the cam for low speed and the valve timing adjusting mechanism 70 is controlled to the delay side regardless of an engine driving condition.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 22.09.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3228038

[Date of registration] 07.09.2001

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-177434

(43) 公開日 平成8年(1996)7月9日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F01L 13/00	301	V		
		Y		
1/34		Z		

審査請求 未請求 請求項の数3 O L (全7頁)

(21) 出願番号 特願平6-317407
(22) 出願日 平成6年(1994)12月21日

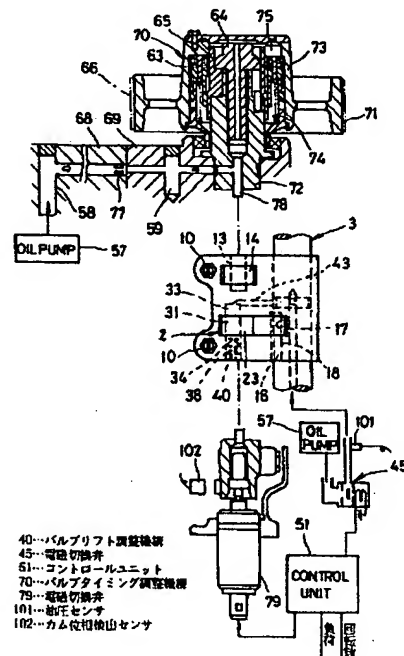
(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72) 発明者 竹村 信一
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
(72) 発明者 中村 信
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57) 【要約】

【目的】 バルブリフト調整機構40あるいはバルブタイミング調整機構70が故障したときに、吸気弁がピストンや排気弁と干渉しないようにする。

【構成】 バルブリフト調整機構40は、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2との連結もしくは離脱により吸気弁を駆動するカムを、運転条件に応じて低速型カムと高速型カムとに切り換える。バルブタイミング調整機構70は、クランクシャフトに同期するカムプーリ71とカムシャフト72とを相対回転させ、吸気弁の開閉時期を遅進させる。これらの切換は、油圧切換弁45、79を介して油圧によりなされる。各調整機構40、70の故障を検出するために、油圧センサ101とカム位相検出センサ102が設けられており、故障検出時には、機関運転条件に拘わらずバルブリフト調整機構40を低速型カム側に、バルブタイミング調整機構70を遅れ側に制御するようになっている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 互いにプロファイルの異なる低速型カムと高速型カムとを有するカムシャフトと、上記低速型カムもしくは高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構と、上記カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構と、機関の運転条件を検出する検出手段と、検出した機関運転条件に応じて上記バルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構とを制御する制御手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、上記高速型カムが使用されていて、かつバルブリフトの作動中心角が上死点に近づくように上記バルブタイミング調整機構が切り換えられているときにも、吸排気弁が相互に、あるいはピストンと干渉しないように構成したことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】 互いにプロファイルの異なる低速型カムと高速型カムとを有するカムシャフトと、上記低速型カムもしくは高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構と、上記カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構と、機関の運転条件を検出する検出手段と、検出した機関運転条件に応じて上記バルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構とを制御する制御手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、上記バルブリフト調整機構と上記バルブタイミング調整機構のそれぞれに、その故障を検出する故障検出手段を設けるとともに、少なくとも一方の故障を検出したときに、上記バルブリフト調整機構を低速型カムに、上記バルブタイミング調整機構をバルブリフト作動中心角が上死点から離れる方向に、それぞれ制御する干渉回避手段を設けたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項3】 上記故障検出手段自体の異常の有無を検出する手段を設け、少なくとも一方の故障検出手段が異常であると判定した場合にも、上記干渉回避手段を作動させ、上記バルブリフト調整機構を低速型カムに、上記バルブタイミング調整機構をバルブリフト作動中心角が上死点から離れる方向に、それぞれ制御することを特徴とする請求項2記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、内燃機関の吸気弁あるいは排気弁（両者を総称して吸排気弁と記す）のバルブリフト特性を機関運転条件に応じて可変制御する可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関の動弁装置は、一般にカムリフトをロッカアームやスイングアームを介して吸排気弁に伝達し、バルブスプリングにて閉方向に付勢されている吸排気弁を押し開く構成となっているが、例えば機関の

低速域と高速域とではそれぞれ好ましいバルブリフト特性が異なるので、運転条件によりバルブリフト特性を切り換え得るようにした可変動弁装置が種々提案されている。その一例として、例えば特開昭63-167016号公報等において、カムシャフトにプロファイルの異なる低速型カムと高速型カムとを並設しておき、それぞれに従動する主ロッカアームおよび副ロッカアームを必要に応じて連結状態もしくは離脱状態に切り換えるようにした構成のものが知られている。なお、一般に、高速型カムは低速型カムに比して、カムリフト量および開弁期間の双方が大きく設定されている。

【0003】 また、クランクシャフトに対するカムシャフトの位相を変化させることで、吸排気弁が開閉するバルブタイミングを遅進させるようにしたバルブタイミング調整機構を用いた可変動弁装置も従来から一部で実用化されている。つまり、このものでは、バルブリフト特性の形状は変化せずに、その作動中心角（開時期～閉時期の中心となるクランク角）が変化することになる。

【0004】 そして、さらに、前者のカム切換によるバルブリフト調整機構と後者のバルブタイミング調整機構とを組み合わせた可変動弁装置も提案されている。両者を組み合わせることにより、バルブリフトを大小変化させることができると同時に、開時期および閉時期を可変制御でき、各運転条件下での要求に一層適合させることができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 図5は、上記のバルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構とを組み合わせた可変動弁装置におけるバルブリフト特性の一例を示している。なお、この例では、効果の大きな吸気弁側のみにカム切換によるバルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構とを設けてある。すなわち、機関の低速域では低速型カムによってバルブリフト量およびバルブ作動角が小さくなるのに対し、機関の高速域では、高速型カムによってバルブリフト量およびバルブ作動角が大きくなる。そして、低速域であって、かつ低負荷の場合には、吸気弁の開時期を早めてポンピングロスを低減するために、バルブタイミング調整機構が進み側へ作動し、破線で示すように、バルブリフト全体を早めるのである。

【0006】 ところで、上記のように、例えば吸気弁側にバルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構の双方を設けた場合でも、高速型カムを選択しつつバルブタイミングを早めるように制御されることはない。しかしながら、何らかの故障、例えばカムの切換機構が高速型カムのまま固着してしまったような場合には、低速低負荷域において、想像線で示すような特性、つまり高速型カムでかつバルブタイミングが早い特性になってしまう可能性がある。

【0007】 このような場合に、図から明らかなよう

に、本来B点もしくはC点までしかない上死点時のバルブリフト量がA点まで増加してしまうことになり、ピストンが上死点に達すると、該ピストンと吸気弁とが衝突したり、あるいは隣接する排気弁と吸気弁とが干渉したりする虞れがある。なお、排気弁側にバルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構の双方を設けた場合でも、同様の不具合が生じうる。

【0008】

【課題を解決するための手段】この発明は、互いにプロフィールの異なる低速型カムと高速型カムとを有するカムシャフトと、上記低速型カムもしくは高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構と、上記カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構と、機関の運転条件を検出する検出手段と、検出した機関運転条件に応じて上記バルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構とを制御する制御手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、上記高速型カムが使用されていて、かつバルブリフトの作動中心角が上死点に近づくように上記バルブタイミング調整機構が切り換えられているときにも、吸排気弁が相互に、あるいはピストンと干渉しないように構成したことを特徴としている。具体的には、ピストン頂面のバルブリスエスの形状やバルブ挟み角等が、万一の干渉を避けるように設定されている。

【0009】また請求項2の発明は、互いにプロフィールの異なる低速型カムと高速型カムとを有するカムシャフトと、上記低速型カムもしくは高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構と、上記カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構と、機関の運転条件を検出する検出手段と、検出した機関運転条件に応じて上記バルブリフト調整機構とバルブタイミング調整機構とを制御する制御手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、上記バルブリフト調整機構と上記バルブタイミング調整機構のそれぞれに、その故障を検出する故障検出手段を設けるとともに、少なくとも一方の故障を検出したときに、上記バルブリフト調整機構を低速型カムに、上記バルブタイミング調整機構をバルブリフト作動中心角が上死点から離れる方向に、つまり吸気弁であれば遅れ側に、排気弁であれば進み側に、それぞれ制御する干渉回避手段を設けたことを特徴としている。

【0010】そして請求項3の発明では、上記故障検出手段自体の異常の有無を検出する手段を設け、少なくとも一方の故障検出手段が異常であると判定した場合にも、上記干渉回避手段を作動させ、上記バルブリフト調整機構を低速型カムに、上記バルブタイミング調整機構をバルブリフト作動中心角が上死点から離れる方向に、それぞれ制御するようにした。

【0011】

【作用】請求項1の構成では、何らかの故障により、高速型カムが使用されていて、かつバルブリフトの作動中心角が上死点に近づくように上記バルブタイミング調整機構が切り換えられているときにも、吸排気弁が相互に干渉したり、あるいはピストンと干渉したりすることがない。

【0012】また請求項2の構成では、いずれか一方の故障時に、上記バルブリフト調整機構を低速型カムに制御し、上記バルブタイミング調整機構をバルブリフト作動中心角が上死点から離れる方向に制御する。これにより、故障していない一方の調整機構が作動すれば、上死点時のバルブリフト量が所期の範囲内に抑制され、ピストン等との干渉が回避される。

【0013】さらに請求項3の構成では、故障検出手段自体が異常と判定された場合にも、吸排気弁の干渉による破損を未然に防止するために、同様の制御がなされる。

【0014】

【実施例】以下、この発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0015】図1は、吸気弁9側のみにバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70とを設けた可変動弁装置の一実施例を示している。

【0016】まず、バルブリフト調整機構40について説明する。図2、図3にも示すように、各気筒には一対の吸気弁9に対応して一つのメインロッカアーム1が設けられている。メインロッカアーム1の基端は各気筒に共通なメインロッカシャフト3を介してシリンダヘッド69に揺動自在に支持されている。メインロッカアーム1の先端には各吸気弁9のステム頂部に当接するアジャストスクリュー10がナット11を介して締結されている。

【0017】メインロッカアーム1には、シャフト13にニードルベアリングを介してローラ14が回転自在に支持されており、このローラ14に低速型カム21が当接するようになっている。

【0018】メインロッカアーム1は平面図上ほぼ矩形に形成されており、ローラ14と並んで形成された開口部にサブロッカアーム2が設けられている。このサブロッカアーム2の基端はサブロッカシャフト16を介してメインロッカアーム1に相対回転可能に連結されている。サブロッカシャフト16はサブロッカアーム2に形成された穴17に摺動可能に嵌合する一方、メインロッカアーム1に形成された穴18に圧入されている。

【0019】サブロッカアーム2は吸気弁9に当接する部位を持たず、図3に示すように、その先端には高速型カム22に摺接するカムフォロア部23が円弧状に突出して形成され、その下側にはこのカムフォロア部23を高速型カム22に押し付けるロストモーションスプリン

グ25が介装されている。

【0020】メインロッカアーム1にはサブロッカアーム2の直下に位置してロストモーションスプリング25を支持する円柱状の凹部26が一体形成される。コイル状のロストモーションスプリング25の下端は凹部26の底面26aに着座し、その上端は凹部26に摺動自在に嵌合するリテーナ27を介してサブロッカアーム2に一体形成された凸部28に当接する。

【0021】低速型カム21と高速型カム22はそれぞれ共通のカムシャフト72に一体形成され、エンジンの低回転時と高回転時において要求されるバルブリフト特性を満足するように異なる形状（大きさが異なる相似形も含む）に形成されている。この実施例では、図5に示すように、高速型カム22は低速型カム21と比べ、バルブリフト量と作動角（開弁期間）を共に大きくしたプロフィールを有している。

【0022】両ロッカアーム1、2を適宜に連結させるために、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2に渡ってプランジャ33、31、34が摺動自在に嵌合されている。プランジャ33の背後には油圧通路43が接続されており、プランジャ34の背後にはリターンズプリング38が配設されている。

【0023】油圧通路43から導かれる作動油圧が低いと、リターンズプリング38の付勢力によりプランジャ33、31がサブロッカアーム2とメインロッカアーム1にそれぞれ収まって両者の揺動を拘束しない。つまり、両者が離脱状態となる。一方、油圧通路43から導かれる作動油圧が上昇すると、プランジャ33、31がリターンズプリング38を圧縮しながら摺動して、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2に渡って嵌合することにより両者が一体となって揺動する。

【0024】油圧通路43はメインロッカアーム1およびメインロッカシャフト3の内部を通して設けられており、電磁切換弁45を介してオイルポンプ57の吐出油圧が所定の高回転時にのみ導かれるようになっている。

【0025】次に、バルブタイミング調整機構70について説明する。バルブタイミング調整機構70は、カムシャフト72とカムブリー71の間に設けられ、運転条件に応じて両者の位相を変化させ、吸気弁9の開閉時期を変えるようになっている。カムブリー71はタイミングベルト66を介してクランクシャフト（図示せず）からの回転力が伝達される。

【0026】図4にも示すように、カムシャフト72の端部には筒形のインナハウジング65がボルト64を介して固定されている。インナハウジング65の外周に回転可能に嵌合する筒形のアウトハウジング63が設けられており、該アウトハウジング63にカムブリー71が一体形成されている。

【0027】インナハウジング65とアウトハウジング63の間にはリング状のヘリカルギア73が介装されて

いる。ヘリカルギア73は、内外周にヘリカルスプラインがそれぞれ形成されており、各ヘリカルスプラインがインナハウジング65の外周とアウトハウジング63の内周と噛合い、ヘリカルギア73が軸方向に移動すると、アウトハウジング63に対してインナハウジング65が相対回転し、カムブリー71に対するカムシャフト72の位相が変化するようになっている。

【0028】インナハウジング65とアウトハウジング63とヘリカルギア73の間には油圧室75が画成されている。油圧室75に導かれる油圧力が所定値を越えて上昇すると、ヘリカルギア73が所期位置からリターンズプリング74に抗して軸方向に移動することにより、カムシャフト72は吸気弁9の開閉時期を進角させる方向に回転するようになっている。

【0029】すなわち、ヘリカルギア73が所期位置にあるときは、図5に実線で示すように、吸気弁9の開閉時期が相対的に遅く、またヘリカルギア73が最大に変位したときは、図5に破線で示すように、吸気弁9の開閉時期が相対的に早まる。

【0030】油圧室75には、カムシャフト72の内部に形成された軸孔78と、シリンダヘッド69に形成されたオイルギャラリ59と、オリフィス77と、シリンダブロック68に形成されたメインギャラリ58を介して、オイルポンプ57からの吐出油圧が導入される。

【0031】そして、この油圧を適宜に開放するために、カムシャフト72の他端に、エンジン運転条件に応じて開閉制御される電磁切換弁79が設けられている。電磁切換弁79は非通電時に図のように軸孔78を開いて油圧室75に導かれる油圧を低下させ、通電時には軸孔78を閉塞して油圧室75に導かれる油圧を高めるようになっている。

【0032】バルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の制御手段として、電磁切換弁45と電磁切換弁79の通電を制御するコントロールユニット51が設けられている。

【0033】コントロールユニット51は、エンジン回転信号、エンジン負荷信号をはじめ、冷却水温信号、潤滑油の温度信号、過給機による吸気の過給圧力信号等が入力され、これらの検出値に基づいてエンジントルクの急激な変動を抑えつつ、バルブリフト特性の切り換えを円滑に行うようになっている。

【0034】また上記バルブリフト調整機構40には、その故障検出手段として、電磁切換弁45により制御される油圧通路43内の油圧を検出する油圧センサ101が設けられている。なお、この故障検出手段としては、吸気弁9のバルブリフト量を直接検出したり、電磁切換弁45の弁体の切換状態を検出したりする手段を採用することもできる。さらに上記バルブタイミング調整機構70には、その故障検出手段として、カムシャフト72の位相を検出する電磁ピックアップからなるカム位相検

10

20

30

40

50

出センサ102が設けられている。なお、吸入空気流量に基づいてバルブリフト調整機構40やバルブタイミング調整機構70の故障を検出することも可能である。

【0035】次に、上記実施例の作用について説明する。

【0036】図6は、機関運転条件に対するバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の制御状態を示す説明図であり、図示するように、機関高速域では、バルブリフト調整機構40が高速型カム22を選択し、バルブタイミング調整機構70が開閉時期を遅れ側に制御する。これによりバルブオーバーラップが大となる。なお、バルブリフト調整機構40の電磁切換弁45のONが高速型カム22に、OFFが低速型カム21にそれぞれ対応する。またバルブタイミング調整機構70の電磁切換弁79のONが開閉時期の進み側に、OFFが遅れ側に、それぞれ対応する。つまり、機関高速域では、電磁切換弁45がON、電磁切換弁79がOFFとなる。

【0037】また機関低速域で、かつ高負荷側の領域では、両電磁切換弁45、79がOFFとなり、低速型カム21で、かつ開閉時期が遅れ側となる。これによりバルブオーバーラップは小さくなる。

【0038】さらに機関低速域で、かつ低負荷側の領域では、電磁切換弁45がOFF、電磁切換弁79がONとなり、低速型カム21で、かつ開閉時期が進み側となる。これにより、吸気弁9の開閉時期が早まり、ポンピングロスが低減して、燃費が向上する。

【0039】このように、通常は、両電磁切換弁45、79が同時にONとなることはなく、図5に想像線で示したようなバルブリフト特性は発生しない。しかし、例えばバルブリフト調整機構40のプランジャ33等が高速型カム22の状態のまま固着したような場合には、低速低負荷域でバルブ開閉時期が早まると、想像線のようなバルブリフト特性となり、ピストン等と干渉する恐れがある。

【0040】そこで、コントロールユニット51においては、図7に示すフローチャートに従って異常の検出および異常時の干渉回避を行っている。このルーチンは、繰り返し実行されるもので、まず、ステップ1で機関運転条件信号および油圧センサ101、カム位相検出センサ102の検出信号が読み込まれる。そして、ステップ2およびステップ3で、油圧センサ101およびカム位相検出センサ102が異常であるか否か順次判定される。例えば、センサの出力信号が全くなく、断線していると考えられる場合や、出力信号が異常なレベルである場合などは、センサ101、102が異常であると判定する。センサ101、102が一つでも異常であれば、ステップ6へ進む。また、センサ101、102が正常である場合には、ステップ4およびステップ5へ進み、バルブリフト調整機構40およびバルブタイミング調整

機構70が故障していないか否かを判定する。これは、機関運転条件に基づく本来の制御状態と、実際に検出された状態とを対比することにより行う。ここで、一方でも故障であると判定した場合には、ステップ6へ進む。そして、ステップ6では、運転条件に拘わらず、電磁切換弁45、79の双方をOFFとする。

【0041】このように両電磁切換弁45、79をOFFとすれば、バルブリフト調整機構40は低速型カム21側に制御される。同時に、バルブタイミング調整機構70は遅れ側に制御される。つまり、バルブリフトの作動中心角 θ （図5参照）が上死点から離れる方向へ制御される。従って、仮に一方の機構が故障していたとしても、上死点時の吸気弁9のバルブリフトは小さくなり、ピストンや排気弁との干渉が防止される。また、センサ101、102が故障していて、各機構の故障を検出できないような場合にも、同様に制御され、吸気弁9の衝突が未然に防止される。

【0042】以上、バルブリフト調整機構40あるいはバルブタイミング調整機構70の故障時における吸気弁9のピストン等との干渉を故障検出に基づいて回避するようにした実施例を説明したが、予め図5の想像線で示したような異常時のバルブリフトを考慮してピストンのバルブリセスや吸排気弁の挟み角等を設定することで、その干渉を回避するようにしてもよい。

【0043】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、この発明によれば、高速型カムが使用されていて、かつバルブリフトの作動中心角が上死点に近づくように上記バルブタイミング調整機構が切り換えられているときにも、吸排気弁が相互に、あるいはピストンと干渉しないように構成したので、バルブリフト調整機構あるいはバルブタイミング調整機構が故障した場合でも、吸排気弁の干渉による損傷を確実に回避できる。

【0044】また請求項2の構成によれば、バルブリフト調整機構およびバルブタイミング調整機構の故障検出に基づいて上死点時のバルブリフトが小さくなるように制御されるので、吸排気弁の干渉が防止される。従って、バルブリセスを大きく設ける必要がなくなり、燃焼室の設計の上で有利となる。

【0045】さらに請求項3の構成によれば、故障検出手段となるセンサが故障したような場合にも、吸排気弁の干渉が未然に防止される。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る可変動弁装置の一実施例を示す構成説明図。

【図2】そのロッカアーム部分の拡大平面図。

【図3】同じくロッカアーム部分の断面図。

【図4】バルブタイミング調整機構の断面図。

【図5】この実施例のバルブリフト特性図。

【図6】機関運転条件に対する制御の状態を示す説明

図。

【図 7】異常時の処理の流れを示すフローチャート。

【符号の説明】

40…バルブリフト調整機構

45…電磁切換弁

51…コントロールユニット

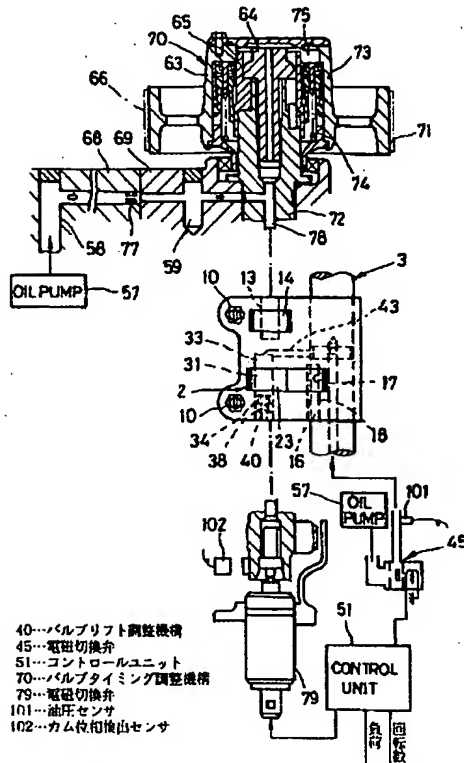
70…バルブタイミング調整機構

79…電磁切換弁

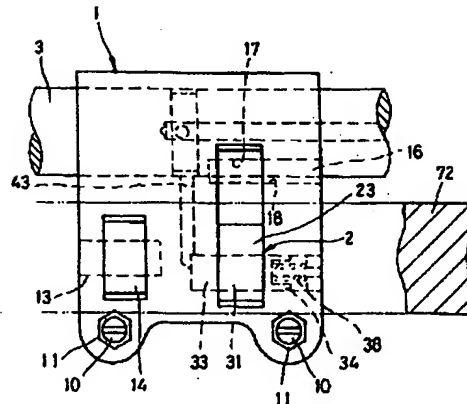
101…油圧センサ

102…カム位相検出センサ

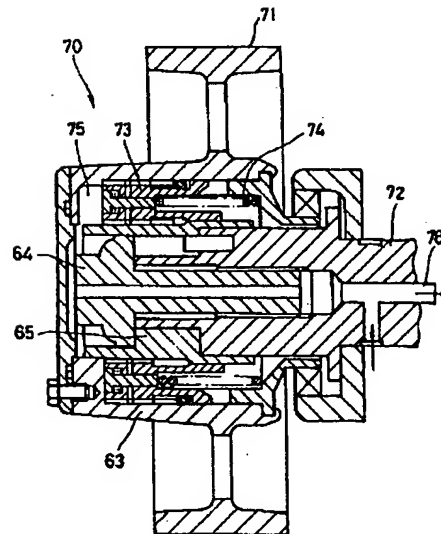
【図 1】



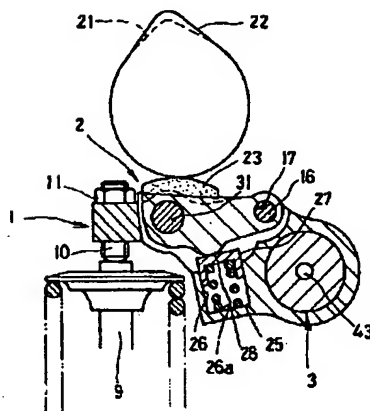
【図 2】



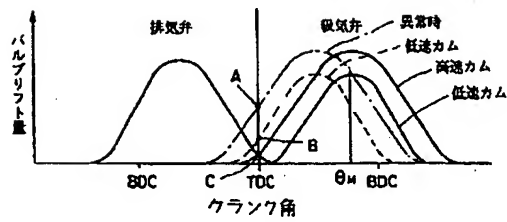
【図 4】



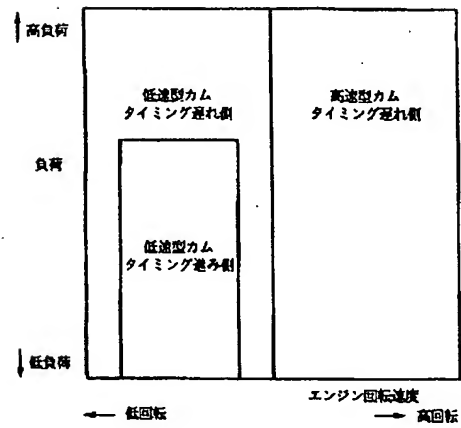
【図 3】



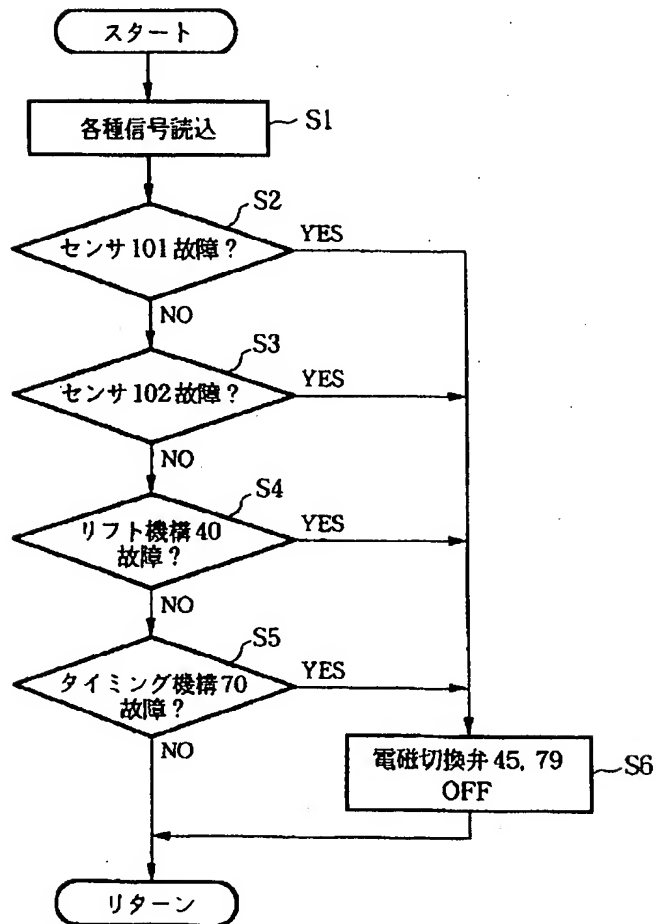
【図5】



【図6】



【図7】



(19) Japan Patent Office (JP)

(12) Japanese Unexamined Patent Application (A)

(11) Patent Application Publication No.: Hei 8-177434

(43) Publication Date: July 9, 1996

(51) Int. Cl⁶ ID Code Internal Class. No. FI Tech. Indication Sec.

F01L 13/00 301 Y

Y

1/34 Z

Examination request: Not requested

Number of patents: 3, OL (Altogether 7 pages)

(21) Application No.: Hei 6-317407

(22) Application Date: December 21, 1994

(71) Applicant: 000003997

Nissan Motor Co., Ltd.

2, Takara-machi, Kanagawa-ku, Yokohama City, Kanagawa Pref.

(72) Inventor: Shinichi Takemura

c/o Nissan Motor Co., Ltd.

2, Takara-machi, Kanagawa-ku, Yokohama City, Kanagawa Pref.

(72) Inventor: Makoto Nakamura

c/o Nissan Motor Co., Ltd.

2, Takara-machi, Kanagawa-ku, Yokohama City, Kanagawa Pref.

(74) Agent: Fujiya Shiga, Patent attorney (and two others)

TITLE OF THE INVENTION

Variable Valve System of Internal Combustion Engine

ABSTRACT

Purpose: To prevent interference of an intake valve with a piston and an exhaust valve when a valve lift adjustment mechanism 40 or a valve timing adjustment mechanism 70 fails.

Construction: A valve lift adjustment mechanism 40 switches a cam, which drives an intake valve by connecting or disconnecting a main rocker arm 1 and a sub rocker arm 2, between a low-speed cam and a high-speed cam according to the operating condition. A valve timing adjustment mechanism 70 rotates a cam pulley 71 which synchronizes with a crankshaft relative to a cam shaft 72 to delay the open/close timing of the intake valve. Switchover is performed by hydraulic pressure through hydraulic pressure switching valves 45 and 79. A hydraulic pressure sensor 101 and a cam phase detection sensor 102 are installed to detect the failure of each of the adjustment mechanisms 40 and 70, and when failure is detected, the valve lift adjustment mechanism 40 is controlled to the side of the low-speed cam and the valve timing adjustment mechanism 70 to the delay side regardless of engine operating conditions.

What is claimed is:

1. In a variable valve system of internal combustion engine equipped with a cam shaft having a low-speed cam and a high-speed cam of different profiles from each other, a valve lift adjustment mechanism which selectively transmits the lift of one of the low-speed cam and high-speed cam to intake and exhaust valves, a valve timing adjustment mechanism which changes the phase of the cam shaft relative to a crankshaft, a detection means which detects engine operating conditions, and a control means which controls the valve lift adjustment mechanism and valve timing adjustment mechanism according to the detected engine operating condition, a variable valve system of internal combustion engine characterized by being constructed so that the intake and exhaust valves do not interfere with each other or a piston even when the high-speed cam is used and the valve timing adjustment mechanism is switched so as to make the operating median angle of the valve lift approach top dead center.

2. In a variable valve system of internal combustion engine equipped with a cam shaft having a low-speed cam and a high-speed cam of different profiles from each other, a valve lift adjustment mechanism which selectively transmits the lift of one of the low-speed cam and high-speed cam to intake and exhaust valves, a valve timing adjustment mechanism which changes the phase of the cam shaft relative to a crankshaft, a detection means which detects the engine operating condition, and a control means which controls the valve lift adjustment mechanism and valve timing adjustment mechanism according to the detected engine operating condition, a variable valve system of internal

combustion engine characterized by the fact that a failure detection means is installed in each of the valve lift adjustment mechanism and the valve lift adjustment mechanism to detect their failure, and that an interference prevention means is installed which controls the valve lift adjustment mechanism to the low-speed cam and the valve timing adjustment mechanism in such a direction that the valve lift operating median angle moves away from top dead center.

3. The variable valve system of internal combustion engine described in Claim 2 characterized by the fact that a means to detect abnormality of the failure detection means itself is installed wherein the interference prevention means is operated even when it is determined that at least one failure detection means is abnormal to control the valve lift adjustment mechanism to the low-speed cam and the valve timing adjustment mechanism in such a direction that the valve lift operating median angle moves away from top dead center

DETAILED EXPLANATION OF THE INVENTION

[0001]

[Field of Industrial Application]

The present invention relates to a variable valve system which variably controls the valve lift characteristics of an intake valve or an exhaust valve (collectively referred to as intake/exhaust valve) of an internal combustion engine.

[0002]

[Prior Art Technology]

In general, a valve gear of internal combustion engine has construction wherein a cam lift is transmitted to an intake/exhaust valve via a rocker arm or a swing arm to push the intake/exhaust valve open, which is energized in the direction of closing by a valve spring. Because the preferred valve lift characteristics are different between the low-speed range and the high-speed range for example, variable valve system is proposed which can switch the valve lift characteristic according to operating conditions. As an example, Japanese Unexamined Patent Application S63-167016 discloses construction in which a low-speed cam and a high-speed cam of different profiles are installed together on a cam shaft, and a main rocker arm and a sub rocker arm which move following them are respectively switched to a connected state or a disconnected state upon necessity. In general the high-speed cam is given a greater amount of cam lift and longer valve open time than the low-speed cam.

[0003]

Also, a variable valve system has been in some practical use which utilizes a valve timing adjustment mechanism wherein the valve timing for an intake/exhaust valve to open/close is delayed by changing the phase of the cam shaft relative to the crankshaft. In such a system, the shape of the valve lift characteristic does not change but its operating

median angle (the angle which becomes the median of the closed time ~ open time) changes.

[0004]

Further proposed is a variable valve system which combines the former valve lift adjustment mechanism by cam switching and the latter valve timing adjustment mechanism. By combining both, valve lift can be varied up/down, and at the same time the open time and the close time can be controlled variably to better match demand under each operating condition.

[0005]

[Problems overcome by the Invention]

Shown in Fig. 5 is an example of valve lift characteristic in a variable valve system which combines the valve lift adjustment mechanism and valve timing adjustment mechanism. In this example a valve lift adjustment mechanism by cam switching and a valve timing adjustment mechanism are installed on the intake valve side which has a large effect. Namely, while in the low-speed range of the engine the amount of valve lift and the valve operating angle decrease by the low-speed cam, and in the high-speed range of the engine the amount of valve lift and the valve operating angle are increased by the high-speed cam. In the case of both the low-speed range and low load, the valve timing adjustment

mechanism operates forward to hasten the close time of the intake valve and reduce pumping loss, and hastens the whole valve lift as shown by a broken line.

[0006]

Even when both a valve lift adjustment mechanism and a valve timing adjustment mechanism are installed in an intake valve side as indicated above, it is never controlled so that the high-speed cam is selected and the valve timing is accelerated. However, if a failure occurs, for example if the cam switching mechanism becomes stuck in the high-speed cam, it may end up with the characteristics shown by an imaginary line in the low-speed and low-load range, namely a characteristic with a high-speed cam and early valve timing.

[0007]

In such a case, as is clear in the figure, the amount of valve lift at the time of top dead center which should not go beyond Point B or Point C increases to Point A, and when the piston reaches top dead center, the piston and the intake valve may collide with each other, or a neighboring exhaust valve and intake valve may interfere with each other. A similar problem can occur also when both a valve lift adjustment mechanism and a valve timing adjustment mechanism are installed on the exhaust valve side.

[0008]

[Problem Resolution Means]

The present invention is characterized by the fact that, in a variable valve system of an internal combustion engine equipped with:

- a cam shaft having a low-speed cam and a high-speed cam of different profiles,
- a valve lift adjustment mechanism which selectively transmits the lift of one of the low-speed cam and high-speed cam to intake and exhaust valves,
- a valve timing adjustment mechanism which changes the phase of the cam shaft relative to a crankshaft, a detection means which detects the engine operating condition, and
- a control means which controls the valve lift adjustment mechanism and valve timing adjustment mechanism according to the detected engine operating condition,

it is constructed so that the intake and exhaust valves do not interfere with each other or a piston even when the high-speed cam is used and the valve timing adjustment mechanism is switched to make the operating median angle of the valve lift approach top dead center. Specifically, the valve recess shape and the valve angle of nip on the apex face of the piston are set so as to prevent the rare event of interference.

[0009]

Also, the invention in Claim 2 is characterized by the fact that, in a variable valve system of internal combustion engine equipped with a cam shaft having a low-speed cam and a high-speed cam of different profiles from each other, a valve lift adjustment mechanism which selectively transmits the lift of one of the low-speed cam and high-speed cam to intake and exhaust valves, a valve timing adjustment mechanism which changes the phase of the cam shaft relative to a crankshaft, a detection means which detects the engine operating condition, and a control means which controls the valve lift adjustment mechanism and valve timing adjustment mechanism according to the detected engine operating condition, a failure detection means is installed in each of the valve lift adjustment mechanism and the valve timing adjustment mechanism to detect their failure, and an interference prevention means is installed which controls the valve lift adjustment mechanism to the low-speed cam and the valve timing adjustment mechanism in such a direction that the valve lift operating median angle moves away from top dead center, namely on the delay side in the case of an intake valve, and on the advance side in the case of an exhaust valve, respectively.

[0010]

In the invention of Claim 3, a means to detect abnormality of the failure detection means itself is installed, and the interference prevention means is operated even when it is determined that at least one failure detection means is abnormal to control the valve lift adjustment mechanism to the low-speed cam and the valve timing adjustment mechanism in such a

direction that the valve lift operating median angle moves away from top dead center, respectively.

[0011]

[Operation]

In the construction of Claim 1, even when the high-speed cam is used and the valve timing adjustment mechanism is switched so that the valve lift operating median angle approaches top dead center due to a failure, the intake and exhaust valves do not interfere with each other or with the piston.

[0012]

Also, in the construction of Claim 2, when one of them fails, the valve lift adjustment mechanism is controlled to the low-speed cam and the valve timing adjustment mechanism is controlled in such a direction that the valve lift operating median angle moves away from top dead center, by which if one functioning adjustment mechanism operates, the amount of valve lift at the time of top dead center is suppressed within a specified range, preventing interference with the piston and others.

[0013]

Moreover, in the construction of Claim 3, even when the failure detection means itself is determined to be abnormal, similar control is performed in order to prevent damage due to the interference of the intake and exhaust valves.

[0014]

[Embodiments]

An embodiment of the present invention is explained in detail hereafter with reference to the drawings.

[0015]

Shown in Fig. 1 is an embodiment of a variable valve system wherein a valve lift adjustment mechanism 40 and a valve timing adjustment mechanism 70 are installed only on the intake valve 9 side.

[0016]

An explanation of the valve lift adjustment mechanism 40 is explained first. As shown in Fig. 2 and Fig. 3, each cylinder has is provided with a main rocker arm 1 installed corresponding to a pair of intake valves 9. The base end of the main rocker arm 1 is supported freely swingable to a cylinder head 69 via a main rocker shaft 3 which is common to the cylinders. An adjusting screw 10 in contact with the stem apex of each

intake valve 9 is tightened via a nut 11 to the tip of the main rocker arm 1.

[0017]

In the main rocker arm 1, a roller 14 is rotatably supported to a shaft 13 via a needle bearing, and a low-speed cam 21 is in contact with this roller 14.

[0018]

The main rocker arm 1 is formed in almost a rectangular shape in the plane view, and a sub rocker arm 2 is installed in an opening formed next to the roller 14. The base end of this sub rocker arm 2 is rotatably connected relative to the main rocker arm 1 via a sub rocker shaft 16. The sub rocker shaft 16 swingably fits in a hole 17 formed on the sub rocker arm 2 and is also pressed in a hole 18 formed on the main rocker arm 1.

[0019]

The sub rocker arm 2 does not have any portion in contact with the intake valve 9, and on its tip a cam follower section 23 is formed in an arch shape which is in swing contact with a high-speed cam 22 as shown in Fig. 3, and below it a lost motion spring 25 is installed which presses the cam follower section 23 to the high-speed cam 22.

[0020]

Formed as one unit with the main rocker arm 1 is a cylinder-shape concave section 26 which located immediately below the sub rocker arm 2 and supports the lost motion spring 25. The lower end of the coil-shape lost motion spring 25 sits on the bottom face 26a of the concave section 26, and its upper end is in contact with a convex section 28 formed as a single unit with the sub rocker arm 2 via a retainer 27 which fits freely swingable in the concave section 26.

[0021]

The low-speed cam 21 and the high-speed cam 22 are formed as one unit with the common cam shaft 72, respectively, and are formed in different shapes (including similar shapes of different sizes) to satisfy the valve lift characteristics demanded at the low rotation and high rotation of the engine. In this embodiment, as shown in Fig. 5, the high-speed cam 22 has a profile wherein both the amount of valve lift and the operating angle (valve open time) are set to be larger than those of the low-speed cam 21.

[0022]

In order to link both rocker arms 1 and 2 as appropriate, plungers 33, 31, and 34 are fitted to be freely swingable over the main rocker arm 1 and the sub rocker arm 2. A hydraulic pathway 43 is connected to the back

of the plunger 33, and a return spring 38 is installed behind the plunger 34.

[0023]

If the hydraulic oil pressure introduced from the hydraulic pathway 43 is low, the plungers 33 and 31 fit in the sub rocker arm 2 and the main rocker arm 1 by the energization of return spring 38, respectively and do not restrain their swinging motion. Namely, they are in a separated state. On the other hand, the hydraulic oil pressure introduced from the hydraulic pathway 43 increases, the plungers 33 and 31 swing as compressing the return spring 38, and fit over the main rocker arm 1 and the sub rocker arm 2, by which they swing as one unit.

[0024]

The hydraulic pathway 43 is installed through the interior of the main rocker arm 1 and the main rocker shaft 3, so that the discharge hydraulic pressure of an oil pump 57 is introduced via an electromagnetic switching valve 45 only at the time of a specified high rotation.

[0025]

The valve timing adjustment mechanism 70 is explained next. The valve timing adjustment mechanism 70 is installed between the cam shaft 72 and cam pulley 71, and change their phases according to the operating

conditions and the open/close timing of the intake valve 9. Rotating force from a crankshaft (un-shown) is transmitted to the cam pulley 71 via a timing belt 66.

[0026]

As also shown in Fig. 4, a cylinder-shape inner housing 65 is fixed to the end of the cam shaft 72 via a bolt 64. A cylinder-shape outer housing 63 is installed, which rotatably fits with the outer circumference of the inner housing 65, and the cam pulley 71 is formed as one unit with the outer housing 63.

[0027]

A helical gear 73 is installed between the inner housing 65 and the outer housing 63. The helical gear 73 has helical splines formed on the inner and outer circumferences, so that the helical splines combine with the outer circumference of the inner housing 65 and the inner circumference of the outer housing 63, respectively, the helical gear 73 moves in the axial direction, the inner housing 65 rotates relative to the outer housing 63, and the phase of the cam shaft 72 relative to the cam pulley 71 changes.

[0028]

A hydraulic chamber 75 is formed between the inner housing 65, the outer housing 63, and the helical gear 73. If the hydraulic pressure introduced to the hydraulic chamber 75 rises beyond a specified value, the cam shaft 72 rotates in such a direction that advances in angle the open/close timing of the intake valve 9 by the helical gear 73 moving from its initial position in the axial direction against the return spring 74.

[0029]

Namely, when the helical gear 73 is in the initial position, the open/close timing of the intake valve 9 is relatively late as shown in a solid line in Fig. 5, and when the helical gear 73 is displaced to the maximum, the open/close timing of the intake valve 9 becomes relatively early as shown by the broken line in Fig. 5.

[0030]

To the hydraulic chamber 75 the discharge hydraulic pressure is introduced from the oil pump 57 via an axis hole 78 formed inside the cam shaft 72, an oil gallery 59 formed in the cylinder head 69, an orifice 77, and a main gallery 58 formed in a cylinder block 68.

[0031]

In order to release the hydraulic pressure as appropriate, installed on the other end of the cam shaft 72 is an electromagnetic switching valve 79

which is controlled to open/close according to the engine operating condition. The electromagnetic switching valve 79 opens the axis hole 78 to decrease the hydraulic pressure introduced to the hydraulic chamber 75 as shown in the figure when not powered, and closes the axis hole 78 to increase the hydraulic pressure introduced to the hydraulic chamber 75 when powered.

[0032]

As a means to control the valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70, a control unit 51 is installed which controls powering the electromagnetic switching valve 45 and the electromagnetic switching valve 79.

[0033]

The control unit 51 has the input of an engine rotation signal, an engine load signal, a cooling water temperature signal, a lubricant temperature signal, a supercharge pressure signal of intake air by a supercharger, etc., on the basis of which detected values it performs switching the valve lift characteristics smoothly while suppressing abrupt changes of engine torque.

[0034]

Installed in the valve lift adjustment mechanism 40 as a failure detection means is a hydraulic pressure sensor 101 which detects the hydraulic pressure inside the hydraulic path 43 controlled by the electromagnetic switching valve 45. As the failure detection means, means such as detecting directly the amount of valve lift of the intake valve 9 and detecting the switching state of the valve body of the electromagnetic switching valve 45 can be adopted. Further, installed in the valve timing adjustment mechanism 70 as its failure detection means is a cam phase detection sensor 102 comprising an electromagnetic pickup which detects the phase of the cam shaft 72. It is also possible to detect the failure of the valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70 based on the intake air flow.

[0035]

Next, the actions of the embodiment are explained.

[0036]

Figure 6 is an explanatory chart showing the control states of the valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70 for the engine operating conditions. As shown in the figure, in the engine high-speed range, the valve lift adjustment mechanism 40 selects the high-speed cam 22, and the valve timing adjustment mechanism 70 controls the open/close timing toward the delay side, thereby increasing the valve overlap. The ON and OFF the

electromagnetic switching valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 corresponds to the high-speed cam 22 and the low-speed cam 21, respectively. Also, the ON and OFF of the electromagnetic switching valve 79 of the valve timing adjustment mechanism 70 correspond to the advance side and the delay side of the open/close timing. Namely, in the engine high-speed range, the electromagnetic switching valve 45 turns ON, and the electromagnetic switching valve 79 OFF.

[0037]

Also, in the engine low-speed and high-load side range, both electromagnetic switching valves 45 and 79 turn OFF, having the low-speed cam 21 and the open/close timing on the delay side, thereby decreasing valve overlap.

[0038]

Further, in the engine low-speed and low-load side range, the electromagnetic switching valve 45 turns OFF, and the electromagnetic switching valve 79 turns ON, with the low-speed cam 21 and open/close timing in the advance side, thereby advancing the open/close timing of the intake valve 9, decreasing pumping loss, and improving fuel economy.

[0039]

In this way, the electromagnetic switching valves 45 and 79 usually do not turn ON simultaneously, and no valve lift characteristic occurs which is shown by the imaginary line in Fig. 5. However, where the plunger 33 etc. of the valve lift adjustment mechanism 40 becomes stuck in the state of the high-speed cam 22 for example, if the valve open/close timing advances in the low-speed and low-load range, such the valve lift characteristics shown by an imaginary line, possibly interfering with the piston etc.

[0040]

Control unit 51 detects abnormality and prevents interference at abnormal times according to a flow chart shown in Fig. 7. The routine is repeated in which the engine operating condition signal and detection signals of the hydraulic sensor 101 and the cam phase detection sensor 102 are read in Step 1. It is sequentially determined in Step 2 and Step 3 whether the hydraulic sensor 101 and the cam phase detection sensor 102 are abnormal or not. For example, if there is no output signal from sensors and the breaking of a wire is suspected or if output signals are at abnormal levels, it is determined that the sensors 101 and 102 are abnormal. If even one of the sensors 101 and 102 is abnormal, there is progression to Step 6. Also, if both sensors 101 and 102 are normal, there is progression to Step 4 and Step 5, and a determination is made as to whether the valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70 has failed or not. This is accomplished by comparing the original control state based on the engine operating

condition and the actual detected state. If there is determined to be a failure of one of them, there is progression to Step 6, where both electromagnetic switching valves 45 and 79 are turned OFF regardless of operating conditions.

[0041]

If both electromagnetic switching valves 45 and 79 are turned OFF, the valve lift adjustment mechanism 40 is controlled to the side of the low-speed cam 21. At the same time, the valve timing adjustment mechanism 70 is controlled to the delay side. Namely, control is accomplished such that the valve lift operating median angle θ_M (see Fig. 5) moves away from top dead center. Therefore, even if one mechanism fails, the valve lift of the intake valve 9 at the time of top dead center decreases, and interference with the piston or the exhaust valve is prevented. Also, even if the sensors 101 and 102 fail and failures of the mechanisms cannot be detected, control is accomplished in the same way, preventing collision with the intake valve 9.

[0042]

Explained above is an embodiment which prevents the interference of the intake valve 9 with the piston, etc. based on failure detection when the valve lift adjustment mechanism 40 or the valve timing adjustment mechanism 70 has failed, and its interference may be prevented by pre-setting the valve recess of the piston, the angle of nip of the

intake/exhaust valve, etc. by considering the valve lift at an abnormal time as shown by the imaginary line in Fig. 5.

[0043]

[Efficacy of the Invention]

As is clear from the above explanation, because the present invention is constructed so that the intake/exhaust valves do not interfere with each other or the piston even when the high-speed cam is used and the valve timing adjustment mechanism is switched so that the valve lift operating median angle approaches top dead center, even if the valve lift adjustment mechanism or the valve timing adjustment mechanism has failed, damage of the intake/exhaust valves due to interference can be securely prevented.

[0044]

Also, because the construction in Claim 2 is controlled so that the valve lift at top dead center becomes small based on the failure detection of the valve lift adjustment mechanism and the valve timing adjustment mechanism, interference with the intake/exhaust valves is prevented, making it unnecessary to set a large valve recess, having an advantage in the design of the combustion chamber.

[0045]

Moreover, according to the construction of Claim 3, even if a sensor which is a failure detection means fails, interference of the intake/exhaust valves is prevented.

BRIEF EXPLANATION OF THE DRAWINGS

Fig. 1. is a construction explanation diagram showing an embodiment of variable valve system of The present invention.

Fig. 2. is an expanded plane view of its rocker arm portion.

Fig. 3. is a cross-sectional view of the same rocker arm portion.

Fig. 4 is a cross-sectional view of the valve timing adjustment mechanism.

Fig. 5 is a valve lift property plot of this embodiment.

Fig. 6 is an explanatory chart showing control states for engine operating conditions.

Fig. 7 is a flow chart showing the flow of processes at the time of abnormality.

EXPLANATION OF CODES

40: Valve lift adjustment mechanism

45: Electromagnetic valve

51: Control unit

70: Valve timing adjustment mechanism

79: Electromagnetic switching valve

101: Hydraulic pressure sensor

102: Cam phase detection sensor

Fig. 5

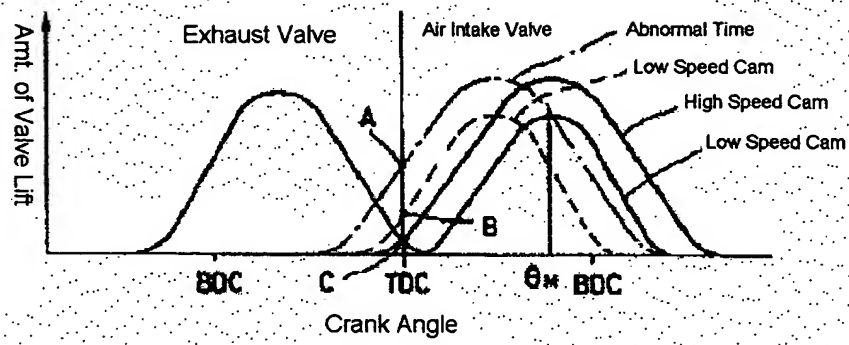


Fig. 6

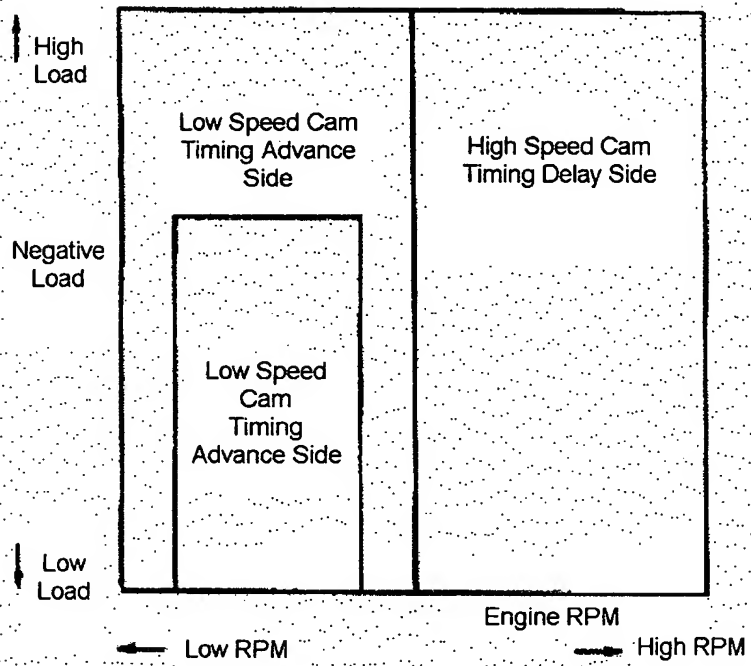


Fig. 7

